



①⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ Patentschrift
⑩ DE 198 25 110 C 1

⑤① Int. Cl.⁷:
B 60 T 13/12
B 60 T 13/68
B 60 T 8/32
B 60 T 8/48

②① Aktenzeichen: 198 25 110.6-21
②② Anmeldetag: 5. 6. 1998
④③ Offenlegungstag: -
④⑤ Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 3. 2. 2000

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

⑦③ Patentinhaber:
Lucas Automotive GmbH, 56070 Koblenz, DE

⑦④ Vertreter:
Wagner, T., Dipl.-Ing., 56070 Koblenz

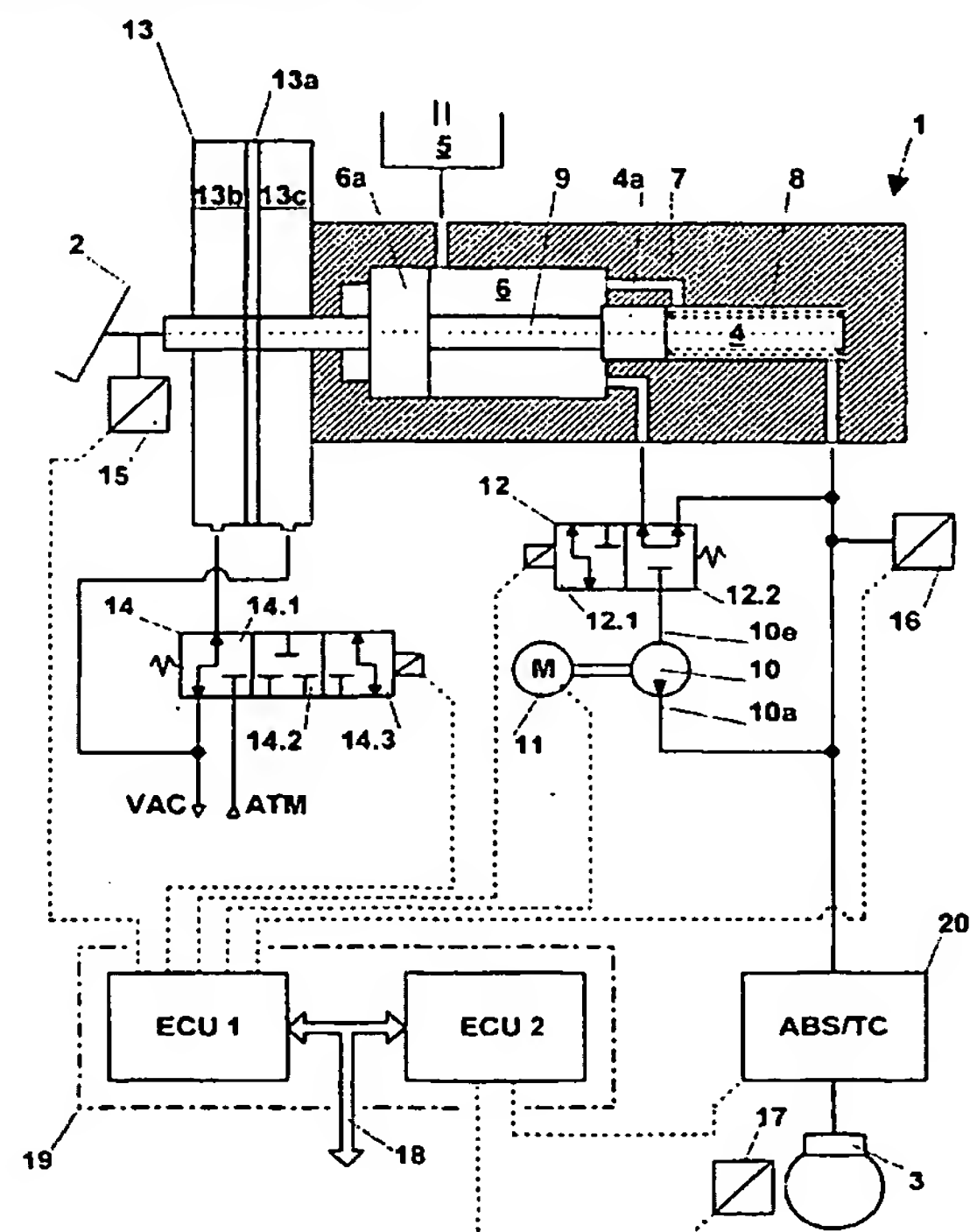
⑦⑦ Erfinder:
Dieringer, Werner, 56179 Vallendar, DE

⑤⑥ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
gezogene Druckschriften:

DE 197 16 404 C1
DE 28 45 794 C2
DE 44 43 869 A1

⑤④ Bremsdruckgebervorrichtung für eine hydraulische Fahrzeugbremsanlage

⑤⑦ Es soll eine Bremsdruckgebervorrichtung für eine hydraulische Fahrzeugbremsanlage, die durch Einleiten einer Betätigungskraft (FB) über ein Betätigungselement (2) betätigbar ist, um durch Verkleinern des Volumens einer Hydraulikkammer (4) einen Bremsdruck für wenigstens eine Radbremse (3) zu erzeugen, und die mit einem Bremskraftverstärker (13) ausgestattet ist, um der eingeleiteten Betätigungskraft (FB) eine primäre Servokraft (FS1) zu überlagern, bereitgestellt werden, die kompakter und mit einem geringeren Kostenaufwand herstellbar sowie komfortabel betätigbar ist. Dies wird dadurch erreicht, daß eine zusätzliche Hydraulikkammer (6) vorgesehen ist, deren Volumen sich bei Einleiten der Betätigungskraft (FB) gleichfalls verkleinert, zwischen dem Ausgang der zusätzlichen Hydraulikkammer (6) und der wenigstens einen Radbremse (3) eine Pumpe (10, 10') angeordnet ist, die in Richtung von der zusätzlichen Hydraulikkammer (6) zu der wenigstens einen Radbremse (3) fördert, und der Ausgang (10a) der Pumpe (10, 10') mit dem Ausgang der Hydraulikkammer (4) verbunden ist, um der eingeleiteten Betätigungskraft (FB) und/oder der primären Servokraft (FS1) eine sekundäre Servokraft (FS2) zu überlagern, so daß der Bremsdruck für die wenigstens eine Radbremse (3) erhöht wird.



DE 198 25 110 C 1

DE 198 25 110 C 1

Die Erfindung betrifft eine Bremsdruckgebervorrichtung für eine hydraulische Fahrzeugbremsanlage gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1. Weiterhin betrifft die Erfindung ein Verfahren zum Betreiben einer derartigen Bremsdruckgebervorrichtung.

Eine derartige Bremsdruckgebervorrichtung ist Gegenstand der am Anmeldetag noch nicht veröffentlichten, jedoch älteren Zeitrang aufweisenden DE 197 16 404 C1.

Es ist allgemein bekannt, daß bei hydraulischen Fahrzeugbremsanlagen die Bremsdruckgebervorrichtung einen sogenannten Hauptbremszylinder umfasst, um einen Bremsdruck für die Radbremse zu erzeugen, der sich proportional zu der über das Betätigungselement – üblicherweise ein Bremspedal – eingeleiteten Betätigungskraft verhält. Ebenfalls ist es allgemein bekannt, die Bremsdruckgebervorrichtung auch mit einem Bremskraftverstärker auszustatten, der zur Verstärkung der über das Betätigungselement eingeleiteten Betätigungskraft eine Servokraft überlagert. Als Bremskraftverstärker hierfür kommen sowohl pneumatische Verstärker, die nach dem Unterdruckprinzip arbeiten, als auch hydraulische Verstärker, die mit einer Hydraulikpumpe arbeiten, in Betracht.

Ein solcher pneumatischer Bremskraftverstärker ist zum Beispiel aus der DE 28 45 794 C2 bekannt, während ein solcher hydraulischer Bremskraftverstärker zum Beispiel aus der DE 44 43 869 A1 bekannt ist. Sowohl der pneumatische als auch der hydraulische Bremskraftverstärker weisen eine bewegliche Wand auf, die einen inneren Gehäuseraum in zwei Kammern unterteilt, und eine Kraft über ein Übertragungselement auf den Hauptbremszylinder überträgt, wenn in Abhängigkeit von einer am Betätigungselement wirksamen Kraft die Kammern einem Druckunterschied ausgesetzt sind. Im unbetätigten Zustand sind die Kammern druckausgeglichen, so daß die bewegliche Wand keine Kraft auf das Ausgangsglied überträgt. Bei dem pneumatischen Verstärker geschieht die Herstellung des Druckunterschiedes dadurch, daß in einer Kammer mittels einer Unterdruckquelle ein Unterdruck erzeugt wird, während die andere Kammer mit Atmosphärendruck beaufschlagt wird. Demgegenüber wird bei dem hydraulischen Verstärker der Druckunterschied mittels einer Hydraulikpumpe erzeugt, deren Saugseite mit der einen Kammer und deren Druckseite mit der anderen Kammer verbunden ist, so daß die Hydraulikpumpe in Richtung von der einen Kammer zu der anderen Kammer fördert, um eine Bremskraftverstärkung zu erreichen.

Dennoch ist eine derartige hydraulische Fahrzeugbremsanlage verbesserungswürdig. So wird die volle Bremskraftverstärkung nur bei etwa 10 Prozent aller auf ein Fahrzeug bezogenen Bremsungen benötigt. Es leuchtet nun ein, daß die Auslegung der Bremskraftverstärkung für die übrigen etwa 90 Prozent der Bremsungen überdimensioniert ist. Diese Überdimensionierung bedingt den Nachteil, daß ein relativer großer Einbauraum im Kraftfahrzeug erforderlich ist, wodurch Aufwand und Kosten entstehen.

Vor allem bei Einsatz eines pneumatischen Bremskraftverstärkers besteht ein direkter Zusammenhang zwischen Verstärkerleistung und Baugröße, das heißt je größer die geforderte Verstärkerleistung ist, desto größer baut der Bremskraftverstärker. Da die geforderte Verstärkerleistung im wesentlichen vom Fahrzeuggewicht abhängt, müssen in gehobeneren Fahrzeugklassen überwiegend sogenannte Tandemverstärker – also im Prinzip zwei hintereinander geschaltete Bremskraftverstärker – eingesetzt werden, wodurch weiterer Einbauraum mehr benötigt wird. Ein pneumatischer Bremskraftverstärker hat desweiteren den Nachteil, daß im Fahrzeug eine Unterdruckquelle bereitgestellt werden muss.

Zwar kann bei einem mit Ottomotor ausgerüsteten Fahrzeug prinzipbedingt der im Ansaugtrakt erzeugte Unterdruck genutzt werden. Jedoch können, starke Schwankungen des auf diese Weise erzeugten Unterdrucks die Leistungsfähigkeit der Bremsanlage, insbesondere im Hinblick auf die zukünftig ständig steigenden Leistungsanforderungen, nachteilig beeinflussen, so daß Aufwand und Kosten für die Bereitstellung einer unabhängigen Unterdruckquelle unumgänglich sind.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine verbesserte Bremsdruckgebervorrichtung für eine hydraulische Fahrzeugbremsanlage bereitzustellen, die kompakter und mit einem geringeren Kostenaufwand herstellbar ist, sowie wirtschaftlich betrieben wird.

Diese Aufgabe wird durch eine Bremsdruckgebervorrichtung mit den Merkmalen des Anspruch 1 gelöst.

Erfindungsgemäß wird der bei Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung aufgrund der Verkleinerung des Volumens der Hydraulikkammer in der Radbremse anstehenden Bremsfluidmenge mittels der Pumpe zusätzlich die Bremsfluidmenge zugeführt, die aufgrund der Verkleinerung des Volumens der zusätzlichen Hydraulikkammer an der Eingangsseite der Pumpe ansteht. Diese mittels der Pumpe zusätzlich in die Radbremse geförderte Bremsfluidmenge bewirkt, daß sich in der Radbremse bzw. der Hydraulikkammer ein höherer Bremsdruck als der ursprünglich in der Hydraulikkammer erzeugte Bremsdruck einstellt. Auf diese Weise wird eine sekundäre Servokraft bereitgestellt, mittels der sich in besonders vorteilhafter Weise eine Verstärkung der über das Betätigungselement eingeleiteten Betätigungskraft und der vom Bremskraftverstärker bereitgestellten primären Servokraft erreichen läßt. Die Gesamtbetätigungskraft der Bremsdruckgebervorrichtung setzt sich somit zusammen aus der eingeleiteten Betätigungskraft, der primären und der sekundären Servokraft.

Dabei werden die bei einem Einsatz eines allgemein bekannten Bremskraftverstärkers zuvor dargelegten Nachteile vermieden, da der die primäre Servokraft bereitstellende Bremskraftverstärker eine erheblich geringere Verstärkung aufbringen muß. Im Fall eines pneumatischen Bremskraftverstärkers bedeutet dies konkret, daß ein einfacher Verstärker mit einem Durchmesser von 6 Zoll für ein Fahrzeug ausreichend ist, das bei einer konventionellen Fahrzeugbremsanlage zumindest mit einem Tandemverstärker eines Durchmessers von 8 und 9 Zoll ausgerüstet werden müßte. Hinzu kommt, weil ein erheblich "schwächerer" pneumatischer Bremskraftverstärker ausreicht, daß auch die Unterdruckquelle "schwächer" und insofern einfacher und mit einem geringeren Kostenaufwand ausgestaltet sein kann. Da ein "schwächerer" pneumatischer Bremskraftverstärker sich auch unempfindlicher gegenüber Schwankungen des Unterdrucks verhält, kann bei einem mit Ottomotor ausgerüsteten Fahrzeug sogar der prinzipbedingt im Ansaugtrakt erzeugte Unterdruck in unkritischer Weise genutzt werden.

Ein weiterer wesentlicher Vorteil ist, daß zwei voneinander unabhängige Servokräfte aufgebracht werden. Denn hierdurch besteht eine Redundanz, sollte es zu einem Ausfall entweder der primären Servokraft bereitstellenden Bremskraftverstärkers oder der die sekundäre Servokraft bereitstellenden Pumpe kommen, wodurch ein entscheidender Beitrag zur Erhöhung der Sicherheit der Fahrzeugbremsanlage geleistet wird.

Bei dem Bremskraftverstärker kann es sich zum einen um einen Bremskraftverstärker im üblichen Sinne handeln, der der über das Betätigungselement eingeleiteten Betätigungskraft eine fest vorgegebene primäre Servokraft überlagert. Zum anderen kann es sich um einen elektronisch steuerbaren Bremskraftverstärker handeln, der mittels eines elektri-

schen Aktuators steuerbar ist, um erstens die Bremsdruckgebervorrichtung anstelle oder zusätzlich zu einer Betätigung über das Betätigungselement zu betätigen und zweitens die primäre Servokraft einzustellen. Als elektrischer Aktuator kommt vorzugsweise eine Elektromagnetventilanordnung in Betracht, die einbauraumsparend in den elektronisch steuerbaren Bremskraftverstärker integriert ist. Durch die Verwendung eines elektronisch steuerbaren Bremskraftverstärkers wird die Fahrzeugbremsanlage für die Durchführung von Not- bzw. Zielbremsungen sowie automatischen Bremsvorgängen beispielsweise zur Fahrdynamik-, Antriebsschlupf- sowie Abstandsregelung besonders geeignet.

In vorteilhafter Weise wird das Regelverhalten der Fahrzeugbremsanlage in Bezug auf Betätigungskomfort, womit Rückwirkungen auf das Betätigungselement (Bremspedal) gemeint sind, und Dosierbarkeit verbessert, wenn die Förderleistung der Pumpe mittels eines elektrischen Aktuators steuerbar ist, um die sekundäre Servokraft einzustellen. Als elektrischer Aktuator ist hier ein Elektromotor zu bevorzugen, dessen Drehzahl zur Einstellung der Förderleistung regelbar ist.

Desweiteren kann eine Ventileinrichtung vorgesehen sein, durch die in einer ersten Stellung eine Fluidverbindung zwischen dem Ausgang der zusätzlichen Hydraulikkammer und dem Ausgang der Hydraulikkammer nur über die Pumpe besteht und in einer zweiten Stellung eine Fluidverbindung zwischen dem Ausgang der zusätzlichen Hydraulikkammer und dem Ausgang der Hydraulikkammer direkt besteht. Wenn die Ventileinrichtung sich in ihrer zweiten Stellung befindet, wird die Pumpe quasi überbrückt, so daß keine sekundäre Servokraft bereitgestellt wird. Folglich wird die über das Betätigungselement eingeleitete Betätigungskraft nur um die vom Bremskraftverstärker bereitgestellte primäre Servokraft verstärkt, was wie schon erwähnt für etwa 90 Prozent der Fahrzeugbremsungen ausreichend ist. Somit könnte der Antrieb der Pumpe permanent erfolgen, beispielsweise in dem einfacherweise mittels eines Antriebsriemens eine betriebliche Kopplung der Pumpe mit einem im Fahrzeug ohnehin vorhandenen Antriebsaggregat besteht. Nur dann wenn eine der mit einem Anteil von etwa 10 Prozent schon erwähnten Fahrzeugvollbremsungen durchzuführen ist, nimmt die Ventileinrichtung ihre erste Stellung ein, so daß über die Pumpe zusätzlich die sekundäre Servokraft bereitgestellt wird. Dazu ist in bevorzugter Weise die Ventileinrichtung elektromagnetisch betätigbar, wobei sie ihre erste Stellung als Betätigungsstellung und ihre zweite Stellung federbetätigt als Grundstellung einnimmt.

Da Fahrzeugbremsanlagen üblicherweise zwei getrennte Bremskreise aufweisen, ist vorgesehen, daß zu der Hydraulikkammer eine zweite Hydraulikkammer in Serie geschaltet ist, deren Volumen sich beim Betätigen der Bremsdruckgebervorrichtung gleichfalls verkleinert, um einen Bremsdruck für wenigstens eine weitere Radbremse zu erzeugen. Somit können die beiden Hydraulikkammern jeweils in einem ihnen zugeordnetem Bremskreis einen Bremsdruck für die jeweiligen Radbremsen erzeugen, unabhängig davon, ob für das Fahrzeug zum Beispiel eine Diagonal- oder eine Vorder-/Hinterachs-Aufteilung vorgesehen ist.

Damit sich in den Bremskreisen dergleiche Bremsdruck einstellt, ist die Bremsdruckgebervorrichtung so ausgelegt, daß beim Betätigen der Bremsdruckgebervorrichtung sich das Volumen der zweiten Hydraulikkammer in demgleichen Maße als das Volumen der Hydraulikkammer verkleinert. Idealerweise wird die zweite Hydraulikkammer dadurch gebildet, in dem in einer gemeinsamen Bohrung der Bremsdruckgebervorrichtung ein axial abdichtend und verschieb-

lich angeordneter Schwimmkolben die beiden Hydraulikkammern voneinander trennt.

Damit eine sekundäre Servokraft in Größenordnung der vom Bremskraftverstärker bereitgestellten primärer Servokraft erzielt werden kann, ist die Bremsdruckgebervorrichtung so dimensioniert, daß beim Betätigen der Bremsdruckgebervorrichtung sich das Volumen der Hydraulikkammer in einem prozentual geringeren Maße als das Volumen der zusätzlichen Hydraulikkammer verkleinert.

Zur Steuerung der Bremsdruckgebervorrichtung ist eine elektronische Steuereinheit vorgesehen ist, die mittels Sensoren zumindest eine mit der Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung in Beziehung stehende Größe ermittelt, um in deren Abhängigkeit die elektrischen Aktuatoren anzu-steuern. Dabei kann es sich bei der/den mit der Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung in Beziehung stehenden Größe(n) beispielsweise um das Bremslichtschaltersignal, den am Betätigungselement eingeleiteten Weg, die am Betätigungselement eingeleitete Kraft, die Geschwindigkeit mit der das Betätigungselement betätigt wird, die im Bremskraftverstärker anstehende Druckdifferenz, den in der Hydraulikkammer erzeugten Druck sowie daraus abgeleiteten Größen handeln. Bei den Aktuatoren, sofern elektrisch ansteuerbar, kann es sich beispielsweise um den die Pumpe antreibenden Elektromotor, die die Pumpe überbrückende Ventileinrichtung und die den Bremskraftverstärker steuernde Elektromagnetventilanordnung handeln. Dies gestattet im einfachsten Anwendungsfall, daß die Pumpe nur bei einer Betätigung des Betätigungselementes betätigt wird, so daß Antriebsenergie eingespart und permanent auftretende Antriebsgeräusche vermieden werden.

Zur Einsparung von Komponenten und somit Kosten wird entscheidend beigetragen, wenn eine Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung zwischen der Bremsdruckgebervorrichtung und der Radbremse angeordnet ist, wobei die Pumpe Bestandteil der Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung ist. Dadurch wird die sekundäre Servokraft mittels der in der Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung ohnehin vorhandenen Pumpe bereitgestellt. Desweiteren ergibt sich in Bezug auf Einsparung von Einbauraum der Vorteil, daß die Bremsdruckgebervorrichtung und die Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung zu einer kompakten Baueinheit integriert werden können. Desweiteren entfallen durch die Integration die ansonsten notwendigen Verbindungsleitungen zwischen der Bremsdruckgebervorrichtung und der Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung, wodurch das Risiko von Leckagen minimiert und Systemsicherheit gewonnen wird.

Dabei ist für die Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung eine elektronische Steuereinheit vorgesehen, die mittels Sensoren zumindest eine mit dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs in Beziehung stehende Größe ermittelt, um in deren Abhängigkeit mittels elektrischen Stellgliedern den Bremsdruck in der wenigstens einen Radbremse zu steuern. Bei der/den mit dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs in Beziehung stehenden Größe(n) handelt es sich zum Beispiel um die Rad- bzw. Fahrzeuggeschwindigkeit(en) Rad- bzw. Fahrzeugverzögerung(en) sowie daraus abgeleiteten Referenzen; sofern die Fahrzeugbremsanlage auch zur Fahrdynamikregelung ausgelegt ist, um die Längs- bzw. Querbeschleunigung sowie den Lenkwinkel des Fahrzeugs und, sofern die Fahrzeugbremsanlage zur Abstandsregelung eingerichtet ist, um den Abstand zu einem Hindernis.

Ein Vorteil besteht nun, wenn die elektronische Steuereinheit der Bremsdruckgebervorrichtung und die elektronische Steuereinheit der Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung über Datenleitungen miteinander kommunizieren oder eine gemeinsame elektronische Steuereinheit für die

Bremsdruckgebervorrichtung und die Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung vorgesehen ist. Hierdurch ist ein Betreiben der Bremsdruckgebervorrichtung in Abhängigkeit des Betriebszustandes der Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung und umgekehrt möglich. Vor allem aber können die elektrischen Aktuatoren der Bremsdruckgebervorrichtung in Abhängigkeit von der/den mit dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs in Beziehung stehenden Größe(n) gesteuert werden, gleichermaßen kann die Steuerung der elektrischen Stellglieder der Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung in Abhängigkeit von der/den mit der Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung in Beziehung stehenden Größe(n), die unter anderem den Bremswunsch des Fahrzeugführers repräsentieren, erfolgen. Falls die elektronischen Steuereinheiten der Bremsdruckgebervorrichtung und der Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung als separate Einheiten ausgeführt sind, kann in vorteilhafter Weise als Datenleitung für die Kommunikation ein im Fahrzeug ohnehin vorhandenes Bussystem, wie zum Beispiel CAN-Bus, mitverwendet werden.

Ein besonders vorteilhaftes Betriebsverfahren besteht darin, daß dann, wenn der Gradient Bremsdruck zu Gesamtbetätigungskraft durch die eingeleitete Betätigungskraft und die primäre Servokraft bestimmt ist, und der Gradient Bremsdruck zu Gesamtbetätigungskraft einen vorgegebenen Gradienten unterschreitet, die sekundäre Servokraft der eingeleiteten Betätigungskraft und der primären Servokraft in einem solchen Maße überlagert wird, daß der vorgegebene Gradient zumindest aufrechterhalten wird. Hierdurch ergibt sich eine sehr wirtschaftliche Betriebsweise, vor allem dann wenn der Gradient Bremsdruck zu Gesamtbetätigungskraft durch die eingeleitete Betätigungskraft und die primäre Servokraft wie bei einer konventionellen Bremsdruckgebervorrichtung bestimmt ist. Somit ist durch die Pumpe die sekundäre Servokraft erst dann zusätzlich aufzubringen, wenn die vom Bremskraftverstärker bereitgestellte primäre Servokraft aufgebraucht ist, also im Vergleich zu einer konventionellen Bremsdruckgebervorrichtung der Aussteuerpunkt des Bremskraftverstärkers erreicht ist. Die Verstärkungskennlinie wird also mittels der von der Pumpe ab Erreichen des Aussteuerpunktes bereitgestellten sekundären Servokraft, über den Aussteuerpunkt hinaus verlängert. Ein Anwendungsbeispiel hierfür bilden die eingangs schon erwähnten Fahrzeugbremsungen mit einem Anteil von 10 Prozent, für die eine hohe (volle) Bremskraftverstärkung benötigt wird.

Weiterhin ist es zum Betreiben besonders vorteilhaft so zu verfahren, daß dann, wenn der Gradient Bremsdruck zu Gesamtbetätigungskraft durch die eingeleitete Betätigungskraft und die primäre Servokraft bestimmt ist und einem vorgegebenen Gradienten entspricht, und zumindest eine mit der Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung in Beziehung stehende Größe von einem vorgegebenen Wert abweicht, und/oder zumindest eine mit dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs in Beziehung stehende Größe von einem vorgegebenen Wert abweicht, die sekundäre Servokraft der eingeleiteten Betätigungskraft und der primären Servokraft in einem solchen Maße überlagert wird, daß der Gradient Bremsdruck zu Gesamtbetätigungskraft einem weiteren vorgegebenen Gradienten entspricht, der größer als der vorgegebene Gradient ist. Sofern der Gradient Bremsdruck zu Gesamtbetätigungskraft durch die eingeleitete Betätigungskraft und die primäre Servokraft wie bei einer konventionellen Bremsdruckgebervorrichtung bestimmt ist, wird hier folglich im Vergleich zu einer konventionellen Bremsdruckgebervorrichtung bereits vor Erreichen des Aussteuerpunktes des Bremskraftverstärkers die sekundäre Servokraft zusätzlich aufgebracht. Es erfolgt also eine Umschaltung auf

eine steilere Verstärkungskennlinie. Ein Anwendungsbeispiel hierfür ist eine Not- bzw. Zielbremsung, die ausgeführt wird, wenn der Fahrerwunsch, der sich aus der mit der Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung in Beziehung stehenden Größe(n) ergibt, eine höhere Fahrzeugverzögerung verlangt, als die tatsächliche Fahrzeugverzögerung, die sich aus der Auswertung der mit dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs in Beziehung stehenden Größe(n) ergibt.

Damit die volle Verstärkung von der Bremsdruckgebervorrichtung aufgebracht wird, entspricht der vorgegebene Gradient dem Gradienten, der sich bei maximaler primärer Servokraft ergibt. Desweiteren entspricht der weitere vorgegebene Gradient dem Gradienten, der sich bei maximaler primärer Servokraft und maximaler sekundärer Servokraft ergibt.

Die Erfindung wird nachfolgend anhand der Zeichnungen erläutert. Dazu zeigen:

Fig. 1 schematisch eine hydraulische Fahrzeugbremsanlage mit einer Bremsdruckgebervorrichtung.

Fig. 2 ein Diagramm mit dem Kennfeld der Bremsdruckgebervorrichtung.

Die in **Fig. 1** dargestellte hydraulische Bremsanlage weist eine Bremsdruckgebervorrichtung 1 auf, die über ein Bremspedal 2 betätigbar ist, um einen Bremsdruck für eine Radbremse 3 zu erzeugen. Die Erzeugung des Bremsdruckes erfolgt in einer Hydraulikkammer 4, an die die Radbremse 3 angeschlossen ist.

Für die Versorgung mit Bremsfluid ist ein Reservoir 5 vorgesehen. Das Reservoir ist mit einer zusätzlichen Hydraulikkammer 6 verbunden, die über einen Kanal 7 mit der Hydraulikkammer 4 verbunden ist. Es kann aber auch vorgesehen sein, daß das Reservoir 5 anstatt mit der weiteren Hydraulikkammer 6 mit der Hydraulikkammer 4 verbunden ist, oder daß die weitere Hydraulikkammer 6 und die Hydraulikkammer 4 mit dem Reservoir 5 verbunden sind, so daß der Kanal 7 zur Verbindung der Kammern 6, 4 nicht erforderlich ist.

Zur Erzeugung des Bremsdruckes wird die Hydraulikkammer 4 auf einer Seite von einem axial verschiebbaren Kolben 4a begrenzt. Die Verschiebung des Kolbens 4a erfolgt bei Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung 1 durch Einleiten einer Betätigungskraft FB über das Bremspedal 2. Eine Federanordnung 8 wirkt der Verschiebung des Kolbens 4a bei Betätigung des Bremspedals 2 entgegen und bewirkt, daß die Bremsdruckgebervorrichtung 1 im unbetätigten Zustand die Grundstellung wie in **Fig. 1** dargestellt einnimmt. In der Grundstellung nimmt der Kolben 4a eine Position ein, in der der zur zusätzlichen Hydraulikkammer 6 verbindende Kanal 7 geöffnet ist, so daß die Hydraulikkammer 4 mit dem Reservoir 5 in Verbindung steht. Wird demgegenüber die Bremsdruckgebervorrichtung in ihre Betätigungsstellung überführt, so wird der Kanal 7 durch Verschiebung des Kolbens 4a nach rechts verschlossen und das Volumen der Hydraulikkammer 4 verkleinert, wodurch ein Bremsdruck p für die Radbremse 3 erzeugt wird. Der Bremsdruck p ergibt sich dabei in bekannter Weise in Abhängigkeit von der über das Bremspedal 2 eingeleiteten Betätigungskraft FB und der Arbeitsfläche A_4 des Kolbens 4a ($p = FB/A_4$). Da es sich bei der Arbeitsfläche A_4 des Kolbens 4 um einen bekannten in der Regel sich nicht ändernden Systemparameter handelt, ist der für die Radbremse 3 erzeugte Bremsdruck p proportional zu der über das Bremspedal 2 eingeleiteten Betätigungskraft FB ($p \sim FB$).

Die bereits erwähnte zusätzliche Hydraulikkammer 6 wird auf einer Seite von einem axial verschiebbaren weiteren Kolben 6a begrenzt, dessen Verschiebung nach rechts gleichfalls bei Betätigung des Bremspedals 2 erfolgt. Da die Kolben 6a, 4a über ein starres Verbindungsglied 9 betrieb-

lich gekoppelt sind, werden die Kolben 6a, 4a bei Betätigung des Bremspedals synchron in axialer Richtung entgegen der Wirkung der Federanordnung 8 verschoben. Durch die betriebliche Kopplung der Kolben 6a, 4a bewirkt die Federanordnung 8, daß bei unbetätigtem Bremspedal 2 auch der weitere Kolben 6a seine Grundstellung einnimmt, in der die zusätzliche Hydraulikkammer 6 mit dem Reservoir 5 in Verbindung steht.

Zur Verstärkung der über das Bremspedal 2 eingeleiteten Betätigungskraft FB stellt ein Bremskraftverstärker 13 eine primäre Servokraft FS1 bereit. Der Bremskraftverstärker 13 weist ein Gehäuse auf, das von einer beweglichen Wand 13a in eine Druckkammer 13b und eine Vakuumkammer 13c unterteilt ist, wobei die bewegliche Wand 13a eine betriebliche Kopplung zu den Kolben 6a, 4a der Bremsdruckgebervorrichtung aufweist. Die Vakuumkammer 13c ist an eine nicht näher dargestellte Vakuumquelle VAC angeschlossen, während die Druckkammer 13b mit der umgebenden Atmosphäre ATM verbindbar ist. Besteht eine Verbindung der Druckkammer 13b mit der Atmosphäre ATM, so wird eine Druckdifferenz an der beweglichen Wand 13a wirksam, in deren Abhängigkeit die primäre Servokraft FS1 erzeugt wird, um die über das Bremspedal eingeleitete Betätigungskraft FB zu überlagern. Sind dagegen die Druckkammer 13b und die Vakuumkammer 13c miteinander verbunden, so ist keine Druckdifferenz an der beweglichen Wand 13a wirksam und es wird keine primäre Servokraft FS1 erzeugt.

Um die über das Bremspedal 2 eingeleitete Betätigungskraft FB und die von dem Bremskraftverstärker 13 erzeugte primäre Servokraft FS1 weiter zu verstärken, ist eine Hydraulikpumpe 10 vorgesehen, die eine sekundäre Servokraft FS2 erzeugt, so daß sich die Gesamtbetätigungskraft der Bremsdruckgebervorrichtung aus eingeleiteter Betätigungskraft FB, primärer und sekundärer Servokraft FS1, FS2 ergibt. Dazu steht die zusätzliche Hydraulikkammer 6 in Verbindung mit der Eingangsseite der Hydraulikpumpe 10, deren Ausgangsseite mit der Radbremse 3 bzw. der Hydraulikkammer 4 verbunden ist. Bei Betätigung des Bremspedals 2 wird durch die Verschiebung des weiteren Kolbens 6a auch die Verbindung von dem Reservoir 5 zu der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 abgesperrt und das Volumen der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 verkleinert. Das aufgrund der Volumenverkleinerung überschüssige Bremsfluid wird mittels der Hydraulikpumpe 10 in die Radbremse 3 bzw. die Hydraulikkammer 4 gefördert und führt bei sich nicht ändernder eingeleiteter Betätigungskraft FB und primärer Servokraft FS1 zu einer Erhöhung des Bremsdrucks p, oder – anders ausgedrückt – die eingeleitete Betätigungskraft FB und die primäre Servokraft FS1 werden durch die sekundäre Servokraft FS2 verstärkt.

Dabei hängt das Maß der durch die sekundäre Servokraft FS2 bewirkten Verstärkung davon ab, wie sich bei Betätigung des Bremspedals 2 die Volumina der Hydraulikkammern 6, 4 im Verhältnis zueinander ändern. Insbesondere um eine Verstärkung in der Größenordnung eines allgemein bekannten (pneumatischen) Bremskraftverstärkers zu erzielen, muß sich bei Betätigung des Bremspedals 2 das Volumen der Hydraulikkammer 4 in einem prozentual geringeren Masse als das Volumen der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 verkleinern. Ausgehend von einer zylinderförmigen Gestalt der Hydraulikkammern 6, 4 sowie einer bei Betätigung des Bremspedals 2 synchronen Verschiebung der Kolben 6a, 4a um die gleiche Wegstrecke s in axialer Richtung, hängen die Volumina der Hydraulikkammern 6, 4 nur von den Arbeitsflächen A_6 , A_4 der Kolben 6a, 4a ab. Dies bedeutet, daß die Arbeitsfläche A_6 des weiteren Kolbens 6a größer sein muss als die Arbeitsfläche A_4 des Kolbens 4a, damit sich das Volumen der Hydraulikkammer 4 in einem prozen-

tual geringerem Masse als das Volumen der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 verkleinert. Bezogen auf Fig. 1 sei noch angemerkt, daß hier unter der Arbeitsfläche A_6 die Querschnittsfläche des weiteren Kolbens 6a abzüglich der Querschnittsfläche des Verbindungsglieds 9 und unter der Arbeitsfläche A_4 die Querschnittsfläche des Kolbens 4a zu verstehen sind. Dabei lässt sich das Maß der Verstärkung bzw. das Übersetzungsverhältnis i auf einfache Weise gemäss der Beziehung $i = 1 + A_6/A_4$ bestimmen. Bei kompakten Abmessungen der Bremsdruckgebervorrichtung 1, beispielsweise einem Durchmesser des Kolbens 4a von 10 mm, einem Durchmesser des weiteren Kolbens 6a von 24,5 mm sowie einem Durchmesser des Verbindungsglieds 9 von 4,5 mm, ergibt sich ein Übersetzungsverhältnis von $i = 5$. Für den Sonderfall, daß die Arbeitsflächen A_6 , A_4 gleich gross sind ($A_6 = A_4$), gilt das Übersetzungsverhältnis von $i = 2$.

Der Antrieb der Hydraulikpumpe 10 könnte permanent erfolgen, wozu eine betriebliche Kopplung der Hydraulikpumpe 10 mit einem im Fahrzeug ohnehin vorhandenen Antriebsaggregat denkbar wäre, was auf einfache Weise, beispielsweise mittels eines Antriebsriemens, realisierbar ist. Dabei würde funktionsgerecht bei unbetätigtem Bremspedal 2 in der Radbremse 3 kein Bremsdruck erzeugt, da in diesem Fall Bremsfluid aus der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 über den weiteren Kanal 11 von der Hydraulikpumpe 10 über die Hydraulikkammer 4 und den Kanal 7 lediglich umpumpt wird. Dagegen wird bei betätigtem Bremspedal 2 ein Bremsdruck in der Radbremse 3 in der zuvor erläuterten Weise erzeugt, da in diesem Fall die Hydraulikkammern 6, 4 nicht miteinander in Verbindung stehen, so daß ein Umpumpen von Bremsfluid nicht möglich ist.

Allerdings ist es nicht nur aus Gründen der Einsparung von Antriebsenergie besser, wenn ein Antrieb zur Betätigung der Hydraulikpumpe 10 nur dann erfolgt, wenn das Bremspedal 2 betätigt wird oder eine Erzeugung der sekundären Servokraft FS2 überhaupt gewünscht ist. Deshalb ist für den Antrieb der Hydraulikpumpe 10 ein Elektromotor 11 vorgesehen, der von einer elektronischen Steuereinheit ECU2 angesteuert ist. Die elektronische Steuereinheit ECU2 erfasst mittels Sensoren 15, 16 mit der Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung in Beziehung stehende Größen und wertet diese aus, um in deren Abhängigkeit den Elektromotor 11 anzusteuern. Dabei erfaßt der Sensor 15 beispielsweise den Betätigungsweg, die Betätigungsgeschwindigkeit oder die Betätigungskraft an dem Bremspedal 2, während der Sensor 16 den in der Hydraulikkammer 4 erzeugten Bremsdruck erfaßt. Einfachstensfalls entspricht der Sensor 15 dem im Fahrzeug ohnehin vorhandenen Bremslichtschalter, der den Betätigungszustand des Bremspedals 2 als logisches Ein-/Aussignal wiedergibt, in dessen Abhängigkeit eine Ansteuerung des Elektromotors 11 immer dann vorgenommen wird, wenn eine Betätigung des Bremspedals 2 erfolgt.

Auch kann vorgesehen sein, daß die elektronische Steuereinheit ECU2 über das den Elektromotor 11 ansteuernde Signal die Drehzahl des Elektromotors 11 verändern kann, um die Förderleistung der Hydraulikpumpe 10 variabel einzustellen. Dies erfolgt idealerweise in Abhängigkeit von der/den mit der Betätigung des Bremspedals 2 in Beziehung stehenden Größe(n). Die Sensoren zur Erfassung der mit der Betätigung des Bremspedals 2 in Beziehung stehenden Grösse können aber auch innerhalb der Bremsdruckgebervorrichtung 1 angeordnet sein, wenn zum Beispiel die im Bremskraftverstärker 13 an der beweglichen Wand anstehende Druckdifferenz oder der Verschiebeweg der Kolben 6a, 4a erfaßt werden soll. Vorteilhaft ist die Erfassung des Verschiebewegs der Kolben 6a, 4a. Da nämlich die Arbeits-

fläche A_6 des Kolbens 6a eine bekannte in der Regel sich nicht ändernde Systemgröße ist, ist die bei Betätigung des Bremspedals 2 auftretende Veränderung des Volumens V_6 der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 proportional zu dem Verschiebeweg s , um den der weitere Kolben 6a axial verschoben wird ($V_6 \sim s$). Damit besteht die Möglichkeit die Förderleistung der Hydraulikpumpe 10 in Abhängigkeit von der Veränderung des Volumens der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 einzustellen, wodurch sich ein nahezu ideales Regelverhalten erzielen läßt.

Die Hydraulikpumpe 10 ist nur für eine Förderrichtung, nämlich von der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 zu der Radbremse 3, ausgelegt. Damit die Hydraulikpumpe 10 in Richtung von der Radbremse 3 zu der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 nicht durchströmbar ist, weist die Hydraulikpumpe 10 auf der Eingangs- und Ausgangsseite Rückschlagventile auf, die vorzugsweise in die Hydraulikpumpe 10 integriert sind und von daher nicht dargestellt sind. Damit wird erreicht, daß bei betätigter Bremsdruckgebervorrichtung 1 und nicht betätigter Hydraulikpumpe 10, also bei nicht angesteuertem Elektromotor 11, ein Bremsdruck in der Radbremse 3 zumindest zeitweise konstant gehalten werden kann.

Zwischen den Ausgängen der Hydraulikkammern 4, 6 und der Eingangsseite der Hydraulikpumpe 10 ist ein elektromagnetisch betätigtes Drei//zwei-Wegeventil 12 angeordnet, das von der elektronischen Steuereinheit ECU1 angesteuert wird. In der ersten Stellung 12.1 besteht eine unmittelbare Verbindung zwischen der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 und der Radbremse 3 nur über die Hydraulikpumpe 10. In der zweiten Stellung 12.2 (federbetätigte Grundstellung) besteht eine unmittelbare Verbindung zwischen der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 der Hydraulikkammer 4 und der Radbremse 3, wobei die Verbindung zu der Hydraulikpumpe 10 abgesperrt ist, die Hydraulikpumpe 10 also überbrückt wird.

Befindet sich die Ventileinrichtung 12 in ihrer ersten Stellung 12.1, so kann Bremsfluid aus der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 nur über das eigentliche Stellglied, nämlich die Hydraulikpumpe 10, in die Radbremse 3 gelangen kann, was insbesondere für die Realisierung der zuvor erwähnten Regelverhalten, bei denen die Förderleistung der Hydraulikpumpe 10 eingestellt wird, bedeutsam ist. Deshalb wird, sobald eine Betätigung des Bremspedals 2 erfolgt oder die sekundäre Servokraft FS2 bereitzustellen ist, die Ventileinrichtung 12 in ihre erste Stellung 12.1 überführt. Dann, wenn die Betätigung des Bremspedals 2 zurückgenommen oder die sekundäre Servokraft FS2 nicht mehr erforderlich ist, wird die Ventileinrichtung 12 in ihre zweite Stellung 12.2 zurückgeführt, so daß Bremsfluid aus der Radbremse 3 nicht nur über die Hydraulikkammer 4 und den Kanal 7, sondern auch über die zusätzliche Hydraulikkammer 6 in das Reservoir 5 zurückströmen kann. Damit wird vermieden, daß bei Zurücknahme der Betätigung des Bremspedals 2 sich der Bremsdruck in der Radbremse 3 mit einem verhältnismässig kleineren Zeitgradienten reduziert als dem Zeitgradienten, mit dem sich bei Betätigung des Bremspedals 2 der Bremsdruck in der Radbremse 3 erhöht. Dies führt also zu einer nicht unwesentlichen Verbesserung des dynamischen Verhaltens der hydraulischen Bremsanlage. Idealerweise ist die Charakteristik der hydraulischen Bremsanlage so ausgelegt, daß die Zeitgradienten bei der Druckerhöhung und der Druckreduzierung übereinstimmend sind.

Es versteht sich, daß die Ventileinrichtung 12 anstelle der elektromagnetischen eine druckgesteuerte Betätigung aufweisen kann, wobei die Druckbetätigung vorzugsweise in Abhängigkeit von einem in der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 erzeugten Druck erfolgt. Alternativ kann die Ventil-

einrichtung 12 auch Mittel zur Einstellung der Durchflußmenge aufweisen, um indirekt die Förderleistung der Hydraulikpumpe 10 einzustellen, falls die Förderleistung der Hydraulikpumpe 10 selbst konstant (nicht einstellbar) ist. Weiterhin besteht die Alternative eine Hydraulikpumpe einzusetzen, die für zwei Förderrichtungen ausgelegt ist, wodurch sich die Ventileinrichtung 12 einsparen läßt.

Zwischen der Bremsdruckgebervorrichtung 1 und der Radbremse 3 ist eine Antiblockierregelvorrichtung 20 vorgesehen, die über eine elektronische Steuereinheit ECU2 angesteuert wird. Dazu ermittelt die elektronische Steuereinheit ECU2 mit, dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs in Beziehung stehende Größen, wozu mittels Sensoren 17 das Drehverhalten des der Radbremse 3 zugeordneten Fahrzeugrades erfaßt wird. Über zumindest eine Kommunikationsleitung 18 kommunizieren die elektronischen Steuereinheiten ECU1, ECU2 der Bremsdruckgebervorrichtung 1 und der Antiblockierregelvorrichtung 20 miteinander, um Daten auszutauschen. Es besteht aber auch die Möglichkeit die elektronischen Steuereinheiten ECU1, ECU2 zu einer gemeinsamen elektronischen Steuereinheit 19 zusammenzufassen.

Die Hydraulikpumpe 10, die ohnehin Bestandteil der Antiblockierregelvorrichtung 20 ist, übernimmt auch die Funktion der Hydraulikpumpe zur Erzeugung der sekundären Servokraft FS2. Die Antiblockierregelvorrichtung 20 umfaßt ein erstes und zweites Ventil 21, 22, um den Bremsdruck in der Radbremse 3 durch Einstellung von Druckaufbau-, Druckhalte- sowie Druckabbauphasen zu modulieren. Weiterhin umfaßt die Antiblockierregelvorrichtung 20 eine Speicherkammer 23, in die während einer Druckabbauphase Bremsfluid von der Radbremse abgelassen wird, sowie die Hydraulikpumpe 10, um Bremsfluid von der Speicherkammer 23 in die Bremsdruckgebervorrichtung 1 bzw. die Radbremse 3 zurückzuführen. Die Ventile 21, 22 sind elektromagnetisch betätigbar und die Hydraulikpumpe 10 ist von einem Elektromotor 11 angetrieben, wobei die jeweiligen Ansteuersignale von der elektronischen Steuereinheit ECU2 bereitgestellt werden. Die elektronische Steuereinheit ECU2 nimmt bei Erkennung einer Blockiertendenz an einem der Räder die erforderliche Ansteuerung der Ventile 22 sowie der Hydraulikpumpe 10 vor. Das erste Ventil 21 verbindet im nicht angesteuerten Zustand 21.1 die Bremsdruckgebervorrichtung 1 mit der Radbremse 3, wogegen die zweite Ventileinrichtung 22 im nicht angesteuerten Zustand 22.1 die Verbindung der Radbremse 3 mit der Speicherkammer 23 sperrt, so daß ein Bremsdruck in der Radbremse 3 aufgebaut werden kann. Soll ein Bremsdruck in der Radbremse 3 konstant gehalten werden, so wird die erste Ventileinrichtung 21 in ihren angesteuerten Zustand 21.2 gebracht, in dem die Verbindung der Bremsdruckgebervorrichtung 1 mit der Radbremse 3 gesperrt ist. Um einen Bremsdruck in der Radbremse 3 abzubauen, werden die erste und die zweite Ventileinrichtung 21, 22 in ihre angesteuerten Zustände 21.2, 22.2 gebracht, wobei die Verbindung der Bremsdruckgebervorrichtung 1 mit der Radbremse 3 gesperrt ist und die Radbremse 3 mit der Speicherkammer 23 verbunden ist.

Damit bei Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung 1 kein Bremsfluid von der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 in die Speicherkammer 23 entweichen kann, sondern zur Vorladung unmittelbar der Eingangsseite der Hydraulikpumpe 10 zugeführt wird, ist zwischen der Eingangsseite der Hydraulikpumpe 10 und der Speicherkammer 23 ein Rückschlagventil 24 angeordnet, das eine Strömungsverbindung nur in Richtung von der Speicherkammer 23 zu der Eingangsseite der Hydraulikpumpe 10 zulässt.

Wesentlich ist hierbei, daß die elektronischen Steuereinheiten ECU1, ECU2 der Bremsdruckgebervorrichtung 1

und der Antiblockierregelvorrichtung 20 miteinander kommunizieren, oder eine gemeinsamen elektronischen Steuereinheit 19 vorhanden ist. Da die Ansteuerung der Hydraulikpumpe 10 seitens der elektronischen Steuereinheit ECU2 der Antiblockierregelvorrichtung 20 erfolgt, muß die elektronische Steuereinheit ECU1 der Bremsdruckgebervorrichtung 1 den Ansteuerungswunsch an die elektronische Steuereinheit ECU2 der Antiblockierregelvorrichtung 20 weiterleiten. Ebenso muß die elektronische Steuereinheit ECU2 der Antiblockierregelvorrichtung 20 der elektronischen Steuereinheit ECU1 der Bremsdruckgebervorrichtung 1 mitteilen, wenn eine Antiblockierregelung aktiv ist, damit die Ventileinrichtung 12 seitens der elektronischen Steuereinheit ECU1 der Bremsdruckgebervorrichtung 1 in ihre zweite Stellung 12.2 überführt wird, so daß die Hydraulikpumpe 10 während der Antiblockierregelung Bremsfluid ausschließlich aus der Speicherkammer 23 fördert.

In Fig. 1 ist einfacherweise jeweils nur ein Bremskreis mit einer Radbremse dargestellt. Ein zweiter Bremskreis wird bereitgestellt, in dem zu der Hydraulikkammer 4 eine zweite Hydraulikkammer in Serie geschaltet wird, wobei ein Schwimmkolben die beiden Kammern voneinander trennt.

Ein Diagramm mit dem Kennfeld der Bremsdruckgebervorrichtung ist in Fig. 2 dargestellt, wobei der erzeugte Bremsdruck p in Abhängigkeit von der von der Bremsdruckgebervorrichtung aufgebrauchten Gesamtbetätigungskraft F dargestellt ist. Wie schon erwähnt ergibt sich die Gesamtbetätigungskraft F als Funktion der über das Bremspedal 2 eingeleiteten Betätigungskraft FB , der vom Bremskraftverstärker 13 erzeugten primären Servokraft $FS1$ und der von der Hydraulikpumpe 10 erzeugten sekundären Servokraft $FS2$ ($F = f(FB, FS1, FS2)$).

Die untere Kennlinie zeigt den Fall, wenn weder die primäre noch die sekundäre Servokraft $FS1$, $FS2$ wirksam ist ($FS1 = 0$, $FS2 = 0$), also der Bremsdruck p nur aufgrund der Betätigungskraft FB erzeugt wird. Aufgrund der Proportionalität des Bremsdrucks p zur Betätigungskraft FB ist diese Kennlinie eine Gerade.

Mit der mittleren Kennlinie ist der Fall dargestellt, wenn die sekundäre Servokraft $FS2$ nicht wirksam ist ($FS2 = 0$), so daß der Bremsdruck p aufgrund der Betätigungskraft FB und der primären Hilfskraft $FS1$ erzeugt wird. Diese Kennlinie weist zwei Äste auf. Der vordere steil ansteigende Ast steht für den Verstärkungsanteil der primären Servokraft $FS1$, der dann ab dem Aussteuerpunkt ($F2$, $p2$), wo die primäre Servokraft $FS1$ aufgebraucht ist, in den hinteren weniger steil ansteigenden Ast übergeht, der von der Betätigungskraft FB herrührt. Sofern die primäre Servokraft $FS1$ einstellbar ist, kann der Gradient (p/F) des vorderen steil ansteigenden Astes variiert werden, und somit das Ansprechverhalten der Bremsdruckgebervorrichtung angepaßt werden.

Anhand der oberen Kennlinie ist nun der Fall gezeigt, wenn der Bremsdruck p aufgrund der Betätigungskraft FB , der primären und der sekundären Servokraft $FS1$, $FS2$ erzeugt wird. Auch diese Kennlinie weist zwei Äste auf, wobei der vordere Ast eine größere Steigung als bei der mittleren Kennlinie aufweist, da der vordere Ast hierbei für den Verstärkungsanteil der primären und der sekundären Servokraft $FS1$, $FS2$ steht. Deshalb ergibt sich hierbei auch ein höherer Aussteuerpunkt ($F3$, $p3$), an den sich der nur noch von der Betätigungskraft FB herrührende weniger steil ansteigende Ast anschließt. Auch hierbei ist es möglich durch entsprechende Einstellung der primären und/oder sekundären Servokraft $FS1$, $FS2$ den Gradienten (p/F) des vorderen Astes zu variieren, um das Ansprechverhalten zu variieren.

In dem Diagramm ist bei der mittleren Kennlinie ab dem

Aussteuerpunkt ($F2$, $p2$) gestrichelt eine geradlinige Verlängerung des vorderen steilen Astes gezeigt, die auf dem hinteren weniger steilen Ast der oberen Kennlinie endet. Dieses Betriebsverhalten wird dadurch erreicht, daß ab Erreichen des Aussteuerpunktes ($F2$, $p2$), also wenn der tatsächliche Gradient (p/F) den gewünschten Gradienten ($p2/F2$) unterschreiten würde, die sekundäre Servokraft $FS2$ zusätzlich zu der primären Servokraft $FS1$ erzeugt wird und so eingestellt wird, daß der gewünschte Gradient ($p2/F$) bis zum Erreichen der oberen Kennlinie aufrechterhalten wird.

Weiterhin ist in dem Diagramm bei der mittleren Kennlinie ab dem Punkt ($F1$, $p1$) gestrichelt ein Übergang auf die obere Kennlinie gezeigt. Dieses Betriebsverhalten wird durch Zuschalten der sekundären Servokraft $FS2$ ab dem Punkt ($F1$, $p1$) erreicht. Es findet also eine Umschaltung von dem Gradienten ($p2/F2$) auf den steileren Gradienten ($p3/F3$) statt. Dabei kann das Kriterium zur Festlegung des Umschaltpunktes ($F1$, $p1$) einzeln oder kombiniert betrachtet unter anderem das Erreichen eines vorbestimmten Bremsdrucks p oder einer vorbestimmten Betätigungskraft FB , das Unterschreiten einer vorbestimmten Fahrzeugverzögerung oder eines vorbestimmten Abstandes zu einem Hindernis, sowie die Überschreiten einer vorbestimmten Zeit ab Einleitung der Fahrzeugbremsung sein.

Patentansprüche

1. Bremsdruckgebervorrichtung (1) für eine hydraulische Fahrzeugbremsanlage,
 - die durch Einleiten einer Betätigungskraft (FB) über ein Betätigungselement (2) betätigbar ist, um durch Verkleinern des Volumens einer Hydraulikkammer (4) einen Bremsdruck für wenigstens eine Radbremse (3) zu erzeugen, und
 - die mit einem Bremskraftverstärker (13) ausgestattet ist, um der eingeleiteten Betätigungskraft (FB) eine primäre Servokraft ($FS1$) zu überlagern, **dadurch gekennzeichnet**, daß
 - der Bremskraftverstärker (13) der eingeleiteten Betätigungskraft (FB) eine fest vorgegebene primäre Servokraft ($FS1$) überlagert,
 - eine zusätzliche Hydraulikkammer (6) vorgesehen ist, deren Volumen sich bei Einleiten der Betätigungskraft (FB) gleichfalls verkleinert,
 - zwischen dem Ausgang der zusätzlichen Hydraulikkammer (6) und der wenigstens einen Radbremse (3) eine Pumpe (10) angeordnet ist, die in Richtung von der zusätzlichen Hydraulikkammer (6) zu der wenigstens einen Radbremse (3) fördert, und
 - der Ausgang der Pumpe (10) mit dem Ausgang der Hydraulikkammer (4) verbunden ist, um der eingeleiteten Betätigungskraft (FB) und der primären Servokraft ($FS1$) eine sekundäre Servokraft ($FS2$) zu überlagern, so daß der Bremsdruck für die wenigstens eine Radbremse (3) erhöht wird.
2. Bremsdruckgebervorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß
 - die Förderleistung der Pumpe (10) mittels eines elektrischen Aktuators (11) steuerbar ist, um die sekundäre Servokraft ($FS2$) einzustellen.
3. Bremsdruckgebervorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß
 - eine Ventileinrichtung (12) vorgesehen ist, durch die in einer ersten Stellung (12.1) eine Fluidverbindung zwischen dem Ausgang der zusätzlichen Hydraulikkammer (6) und dem Aus-

- gang der Hydraulikkammer (4) nur über die Pumpe (10) besteht und in einer zweiten Stellung (12.2) eine Fluidverbindung zwischen dem Ausgang der zusätzlichen Hydraulikkammer (6) und dem Ausgang der Hydraulikkammer (4) direkt besteht. 5
4. Bremsdruckgebervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß zu der Hydraulikkammer (4) eine zweite Hydraulikkammer in Serie geschaltet ist, deren Volumen sich beim Betätigen der Bremsdruckgebervorrichtung gleichfalls verkleinert, um einen Bremsdruck für wenigstens eine weitere Radbremse zu erzeugen. 10
5. Bremsdruckgebervorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß 15
- beim Betätigen der Bremsdruckgebervorrichtung sich das Volumen der zweiten Hydraulikkammer in demgleichen Maße als das Volumen der Hydraulikkammer (4) verkleinert. 20
6. Bremsdruckgebervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß 25
- beim Betätigen der Bremsdruckgebervorrichtung sich das Volumen der Hydraulikkammer (4) in einem prozentual geringeren Maße als das Volumen der zusätzlichen Hydraulikkammer (6) verkleinert. 25
7. Bremsdruckgebervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß 30
- eine elektronische Steuereinheit (ECU1) vorgesehen ist, die mittels Sensoren (15, 16) zumindest eine mit der Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung in Beziehung stehende Größe erfaßt und auswertet, um in deren Abhängigkeit die elektrischen Aktuatoren (11, 12) anzusteuern. 35
8. Bremsdruckgebervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß 40
- eine Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung (20) zwischen der Bremsdruckgebervorrichtung (1) und der Radbremse (3) angeordnet ist, wobei die Pumpe (10) Bestandteil der Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung (20) ist. 40
9. Bremsdruckgebervorrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß für die Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung (20) eine elektronische Steuereinheit (ECU2) vorgesehen ist, die mittels Sensoren (17) zumindest eine mit dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs in Beziehung stehende Größe ermittelt, um in deren Abhängigkeit mittels elektrischen Stellgliedern (11, 21, 22) den Bremsdruck in der wenigstens einen Radbremse (3) zu steuern. 50
10. Bremsdruckgebervorrichtung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß 55
- die elektronische Steuereinheit (ECU1) der Bremsdruckgebervorrichtung (1) und die elektronische Steuereinheit (ECU2) der Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung (20) über Datenleitungen (18) miteinander kommunizieren oder eine gemeinsame elektronische Steuereinheit (19) für die Bremsdruckgebervorrichtung (1) und die Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung (20) vorgesehen ist. 60
11. Verfahren zum Betreiben einer Bremsdruckgebervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß dann, wenn 65
- der Gradient Bremsdruck (p) zu Gesamtbetätigungskraft (F) durch die eingeleitete Betätigungskraft (FB) und die primäre Servokraft (FS1) bestimmt ist,

- und
- der Gradient Bremsdruck (p) zu Gesamtbetätigungskraft (F) einen vorgegebenen Gradienten (p_2/F_2) unterschreitet,
- die sekundäre Servokraft (FS2) der eingeleiteten Betätigungskraft (FB) und der primären Servokraft (FS1) in einem solchen Maße überlagert wird, daß der vorgegebene Gradient (p_2/F_2) zumindest aufrechterhalten wird.
12. Verfahren zum Betreiben einer Bremsdruckgebervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß dann, wenn
- der Gradient Bremsdruck (p) zu Gesamtbetätigungskraft (F) durch die eingeleitete Betätigungskraft (FB) und die primäre Servokraft (FS1) bestimmt ist und einem vorgegebenen Gradienten (p_2/F_2) entspricht,
- und
- zumindest eine mit der Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung in Beziehung stehende Größe (p, F) von einem vorgegebenen Wert (p_1, F_1) abweicht, und/oder
 - zumindest eine mit dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs in Beziehung stehende Größe von einem vorgegebenen Wert abweicht,
- die sekundäre Servokraft (FS2) der eingeleiteten Betätigungskraft (FB) und der primären Servokraft (FS1) in einem solchen Maße überlagert wird, daß der Gradient Bremsdruck (p) zu Gesamtbetätigungskraft (F) einem weiteren vorgegebenen Gradienten (p_3/F_3) entspricht, der größer als der vorgegebene Gradient (p_2/F_2) ist.
13. Verfahren nach Anspruch 11 oder 12, dadurch gekennzeichnet, daß der vorgegebene Gradient (p_2/F_2) dem Gradienten entspricht, der sich bei maximaler primärer Servokraft (FS1) ergibt.
14. Verfahren nach Anspruch 12 oder 13, dadurch gekennzeichnet, daß der weitere vorgegebene Gradient (p_3/F_3) dem Gradienten entspricht, der sich bei maximaler primärer Servokraft (FS1) und maximaler sekundärer Servokraft (FS2) ergibt.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

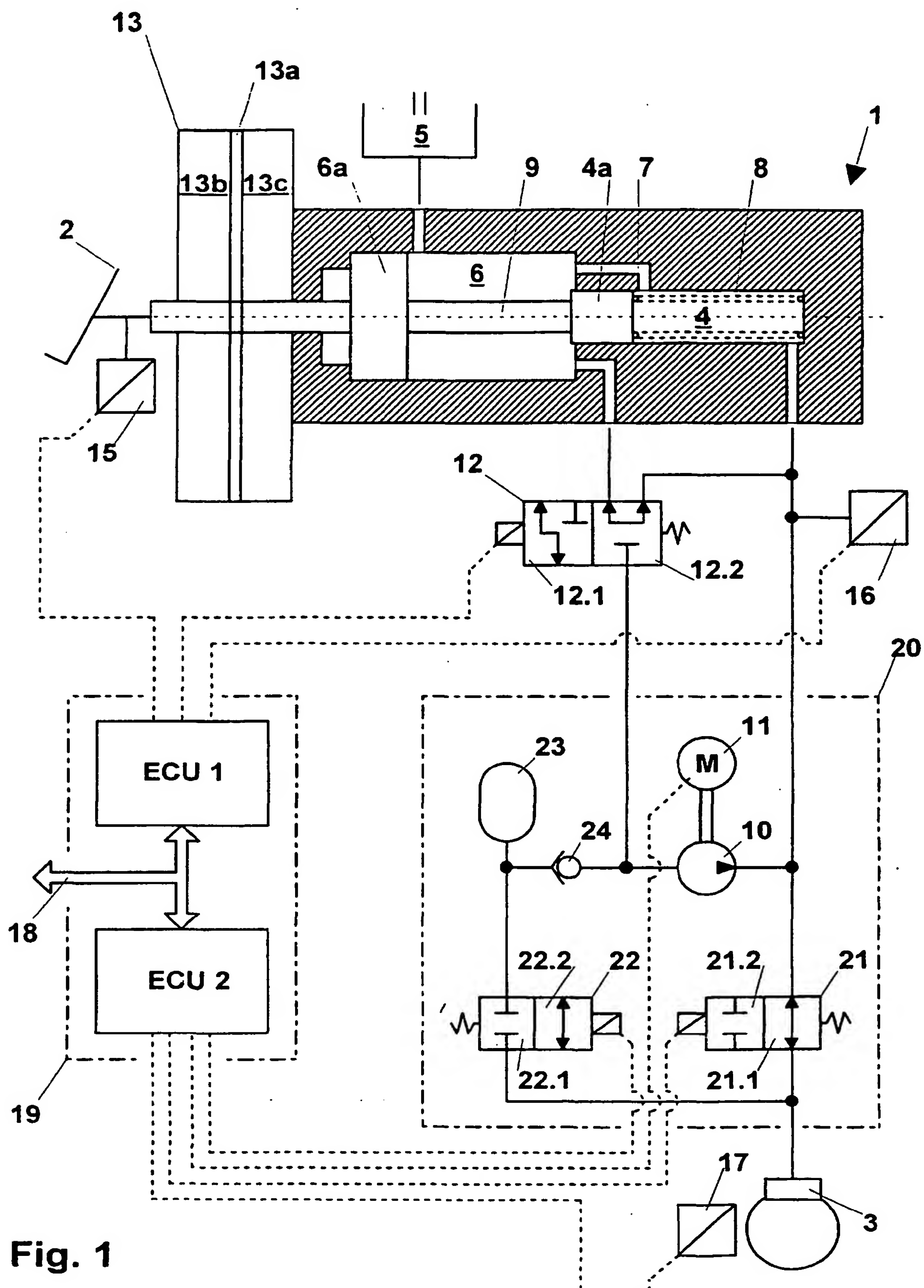


Fig. 1

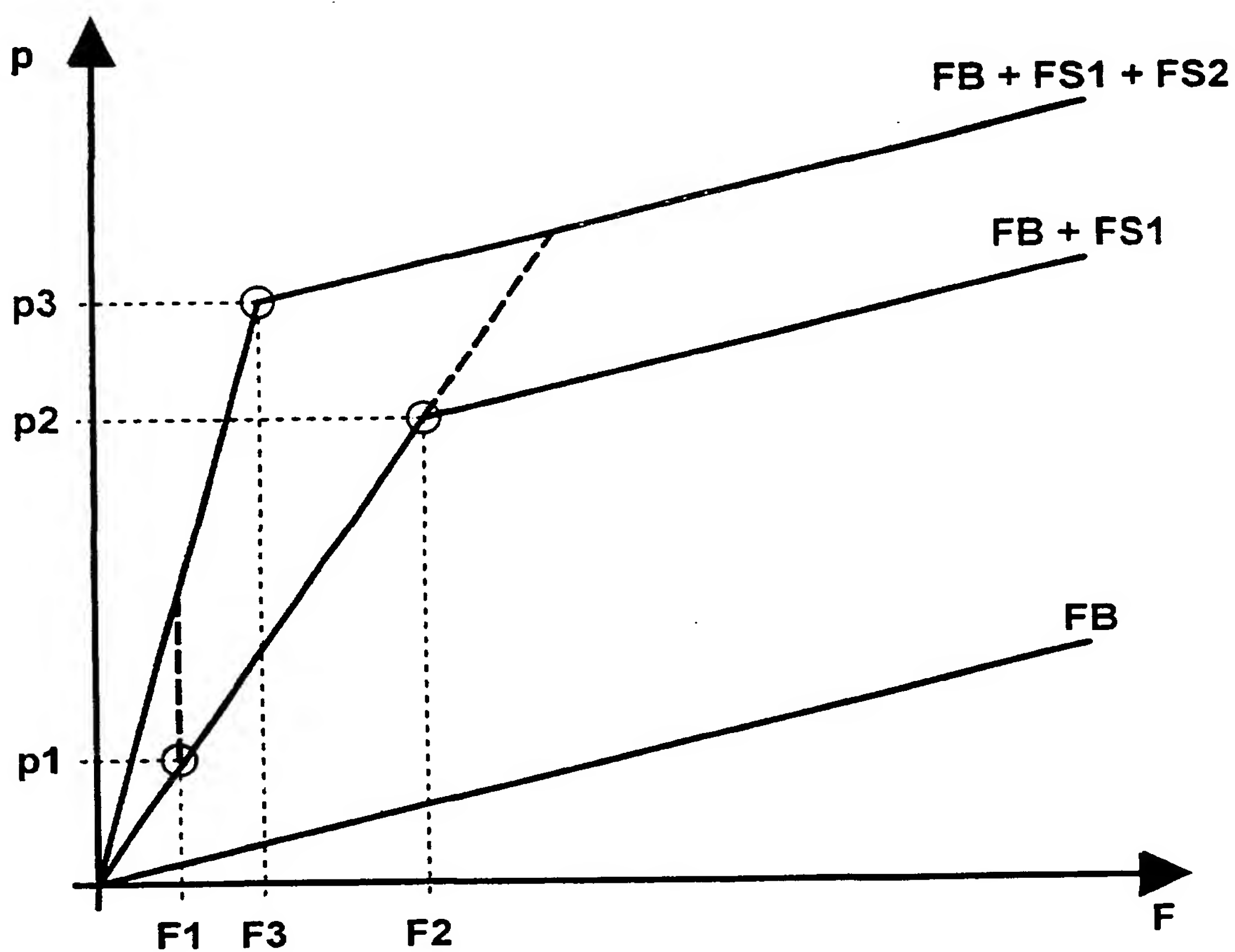


Fig. 2